Вестник Донского государственного технического университета. 2020. Т. 20, № 2. С. 155–161. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006
Vestnik of Don State Technical University. 2020. Vol. 20, no. 2, pp. 155–161. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006



УДК 629.01 https://doi.org/10.23947/1992-5980-2020-20-2-155-161

Проектирование мобильных машин моделированием динамических нагрузок на узлах их приводов



С. А. Партко, Л. М. Грошев, А. Н. Сиротенко
ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Российская Федерация»

Введение. Проектирование мобильных машин невозможно без учета колебательных параметров их агрегатов, что требует разработки специализированных динамических моделей, учитывающих вероятностный характер этих параметров. Основная причина возникновения колебательных воздействий обусловлена неровностью профиля пути мобильной машины и непостоянством физико-механических характеристик почвы. Задачи, учитывающие эти особенности, с достаточной точностью решаются линейно, но в многомерных динамических системах такой подход недопустим ввиду наличия большого количества взаимных связей. Цель работы — сравнительный анализ эффективности существующих методик расчета статистических характеристик некоррелированных внешних воздействий применительно к мобильной машине, представленной в виде многомерной динамической системы с воздействиями, имеющими различные корреляционные связи.
Материалы и методы. Внешние воздействия в многомерных динамических системах рассмотрены в матричной форме. При вычислении статистических характеристик учтены взаимные связи в матрицах спектральных плотностей, определены элементы главных и побочных диагоналей, учитываются корреляционные связи между воздействиями. Эти особенности значительно усложняют вычисления. Поэтому, чтобы получить матрицы некоррелированных воздействий, матрица внешних воздействий приведена к диагональному виду.
Результаты исследования. Применением различных методик расчета проведено численное сравнение спектральных плотностей и интенсивности колебаний мобильной машины при варьировании скоростей движения и характера микропрофиля агрофона. Определенные характеристики спектральных плотностей и колебаний мобильных машин агропромышленного комплекса позволили выработать рекомендации по практическому применению представленных зависимостей для проектирования данной техники.
Обсуждение и заключения. Результаты решения матрицы спектральных плотностей внешних воздействий различными методами представлены на графике спектральных скоростей колебаний. Анализ графических зависимостей показал, что идентичные результаты, вне зависимости от метода расчета, получаются только для машин со слабыми функциональными связями при некоррелированном внешнем воздействии агрофона. Для некоторых случаев установлены резонансные скорости движения машины. Графически показано влияние неровностей агрофона на интенсивность колебаний узлов машины и рассеивание нагрузок на агрегаты.

Ключевые слова: многомерная динамическая система, матрица спектральной плотности, некоррелированные внешние воздействия, обратная матрица, прикрепленная матрица.

Образец для цитирования: Партко, С. А. Проектирование мобильных машин моделированием динамических нагрузок на узлах их приводов / С. А. Партко, Л. М. Грошев, А. Н. Сиротенко // Вестник Донского государственного технического университета. — 2020. — Т. 20, №2. — С. 155–161. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2020-20-2-155-161



Mobile machine design through dynamic load simulation on their drive units

S. A. Partko, L. M. Groshev, A. N. Sirotenko
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Introduction. The mobile machine design is impossible without considering the vibration parameters of their units. This requires the development of specialized dynamic models that take into account the probabilistic nature of these

parameters. The root cause for the occurrence of vibration effects is the profile irregularity of the mobile machine path, and the variability of physicomechanical characteristics of the soil. Problems that consider these features are solved linearly with sufficient accuracy; but in multidimensional dynamical systems, such an approach is unacceptable due to the presence of a large number of interrelationships. The work objective is to conduct a comparative analysis of the efficiency of existing calculation methods of statistical characteristics of uncorrelated external actions as applied to a mobile machine presented as a multidimensional dynamic system with actions having different correlations.
Materials and Methods. External actions in the multidimensional dynamical systems are considered in a matrix form. When calculating statistical characteristics, intercouplings in the spectral density matrices are taken into account. The elements of the main and secondary diagonals are determined; the correlations between the effects are taken into account. These features significantly complicate the calculations. So, to get matrices of uncorrelated actions, the matrix of external actions is reduced to a diagonal form.
Results. A numerical comparison of spectral densities and intensity of the mobile machine oscillations under variation of speeds and nature of the soil fertility microprofile was carried out using various methods of calculation. Certain characteristics of spectral densities and oscillations of mobile machines of agroindustrial complex enabled to develop recommendations on the practical application of the presented dependences for designing this machinery.
Discussion and Conclusions. The results of solving the matrix of spectral densities of external actions by various methods are presented on the diagram of spectral oscillation velocities. The analysis of characteristic curves has shown that the identical results, regardless of the calculation method, are obtained only for machines with weak functional relations under the uncorrelated external action of the soil fertility. For some cases, the resonance machine speeds are set. The effect of irregularities of the soil fertility on the oscillation intensity of the machine units and the dispersion of loads on the units is shown in the graphical representation.

***Keywords**:* multidimensional dynamic system, spectral density matrix, uncorrelated external influences, inverse matrix, attached matrix.

For citation: S. A. Partko, L. M. Groshev, A. N. Sirotenko. Mobile machine design through dynamic load simulation on their drive units. Vestnik of DSTU, 2020, vol. 20, no. 2, pp. 155–161. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2020-20-2-155-161

Введение. При проектировании надежной мобильной техники необходимо учитывать не только статические, но и динамические нагрузки. На характеристики динамических нагрузок значительное влияние оказывают колебания машины и ее узлов. Учет и определение колебательных параметров требуют разработки специализированных динамических моделей, рассматривающих эти параметры в аспекте вероятностного анализа. Основная причина возникновения колебательных воздействий обусловлена неровностью профиля пути мобильной машины и непостоянством физико-механических характеристик агрофона. С достаточной точностью задачи, учитывающие эти особенности, решаются линейно, что недопустимо при решении многомерных динамических систем с большим количеством взаимных связей.

Материалы и методы. На качество технологического процесса, выполняемого мобильной сельскохозяйственной машиной, влияют как характеристики ее рабочих органов [1–5], так и характеристики ходовой системы [6, 7] и микрорельеф агрофона [8, 9]. В общем случае внешние воздействия на машину рассматриваются как система с *n* функциями. Процессы изменения микронеровностей пути (или изменения плотности почвы) обозначим как функции $q_1(t) \dots q_n(t)$ [9, 10].

Если статистическое описание внешних воздействий допускает стохастическое ортогональное представление, то справедливо уравнение:

$$q_i(t) = m[q_i(t)] + \int_{-\infty}^{\infty} Q_i(\omega) \cdot \phi_i(t, \omega) d\omega ,$$

где $Q_i(\omega)$ — система случайных функцийω; $\varphi_i(t,\omega)$ — система неслучайных функций t и параметра ω; $m\,[q_i(t)]$ — математическое ожидание.

Мобильные машины АПК — это системы с запаздывающими воздействиями [2, 6, 9], которые характеризуются многими параметрами неровности микрорельефа поля или твердости почвы [2, 8, 9]. Эти параметры являются однотипными и могут быть сдвинуты во времени t_0. Помимо этого, конструкция машины (колеса переднего и заднего моста) влияет на взаимосвязь между воздействиями. С учетом этих особенностей и предположением, что математическое ожидание внешних воздействий равно нулю, матрица спектральных плотностей внешних воздействий описывается следующим образом [11, 12]:

$$S_q(\omega, j\omega) = \begin{Vmatrix} S_h(\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} & c_{13}S_{h\psi}(j\omega) \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) & c_{23}S_{h\psi}(j\omega) \\ c_{31}S_{\psi h}(j\omega) & c_{32}S_{\psi h}(j\omega) & S_\psi(\omega) \end{Vmatrix}, \quad (1)$$

где $c_{13} = t; c_{23} = e^{-j\omega t_0}; c_{31} = 1; c_{32} = e^{j\omega t_0}$ — для переднего ведущего моста; $c_{13} = e^{-j\omega t_0}; c_{22} = 1; c_{31} = e^{j\omega t_0}; c_{32} = 1$ — для заднего ведущего моста.

Для упрощения вычисления статистических характеристик приведем матрицу к диагональному виду, чтобы получить матрицу некоррелированных внешних воздействий. Введем характеристическую матрицу и приведем матрицу (1) к виду:

$$S_q(\omega, j\omega) - \lambda(j\omega)\cdot E = \begin{Vmatrix} S_h(\omega) - \lambda(j\omega) & S_h(\omega)e^{-j\omega t_0} & c_{13}S_{h\psi}(j\omega) \\ S_h(\omega)e^{j\omega t_0} & S_h(\omega) - \lambda(j\omega) & c_{23}S_{h\psi}(j\omega) \\ c_{31}S_{\psi h}(j\omega) & c_{32}S_{\psi h}(j\omega) & S_\psi(\omega) - \lambda(j\omega) \end{Vmatrix}, \quad (2)$$

где λ — характеристическая функция; E — единичная матрица.

Характеристическое уравнение представим в виде:

$$a\lambda^3(j\omega) + b\lambda^2(j\omega) + c\lambda(j\omega) + d = 0. \quad (3)$$

Характеристические функции $\lambda_1(j\omega), \lambda_2(j\omega), \lambda_3(j\omega)$ определялись с использованием формул Кардано [13].

Матрица перехода к новому базису, построенная по координатам векторов $\lambda_i(j\omega)$ (при i =1, 2, 3), определенных из уравнения (3), имеет вид:

$$T(j\omega) = \begin{Vmatrix} \eta_{11} & \eta_{21} & \eta_{31} \\ \eta_{12} & \eta_{22} & \eta_{32} \\ \eta_{13} & \eta_{23} & \eta_{33} \end{Vmatrix}. \quad (4)$$

В этом случае обратная матрица имеет вид:

$$T^{-1}(j\omega) = \frac{\tilde{T}(j\omega)}{|T(j\omega)|}, \quad (5)$$

где $\tilde{T}(j\omega)$ — присоединенная матрица; $|T(j\omega)|$ — определитель матрицы.

Искомая матрица определялась по выражению:

$$S_d(j\omega) = T^{-1}(j\omega)\cdot S_q(\omega, j\omega)\cdot T(j\omega) = diag\|S_1(j\omega)\cdot S_2(j\omega)\cdot S_3(j\omega)\|, \quad (6)$$

где S_1, S_2, S_3 — спектральные плотности некоррелированных воздействий функций комплексного переменного.

Нахождение диагональной матрицы (6) упрощается решением плоской задачи. В этом случае внешние воздействия представим в виде:

$$S_q(\omega, j\omega) = \begin{Vmatrix} S_h(\omega) & S_h(\omega)e^{-i\omega t_0} \\ S_h(\omega)e^{i\omega t_0} & S_h(\omega) \end{Vmatrix}. \quad (7)$$

Тогда характеристическая матрица определится выражением:

$$S_q(\omega, j\omega) - \lambda(\omega)\cdot E = \begin{Vmatrix} S_h(\omega) - \lambda(\omega) & S_h(\omega)e^{-i\omega t_0} \\ S_h(\omega)e^{i\omega t_0} & S_h(\omega) - \lambda(\omega) \end{Vmatrix}. \quad (8)$$

В свою очередь, характеристическое уравнение представим как:

$$\lambda^2(\omega) - 2S_h(\omega)\cdot\lambda = 0. \quad (9)$$

Откуда корни уравнения равны: $\lambda_1(\omega) = 0, \lambda_2(\omega) = 2S_h(\omega)$.

При корне $\lambda_1(\omega) = 0$, система уравнений для определения координат собственных векторов имеет следующий вид:

$$S_h(\omega)\eta_{11}(j\omega) + S_h(\omega)e^{-j\omega t_0}\cdot\eta_{12}(j\omega) = 0. \quad (10)$$

Задавшись $\eta_{11} = e^{-j\omega t_0}$, находим $\eta_{12}(j\omega) = 1$.

При корне $\lambda_2(\omega) = 2S_h(\omega)$, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} -S_h(\omega)\cdot\eta_{21}(j\omega) + S_h(\omega)e^{-j\omega t_0}\cdot\eta_{22}(j\omega) = 0 \\ S_h(\omega)^{j\omega t_0}\cdot\eta_{21}(j\omega) + S_h(\omega)\cdot\eta_{21}(j\omega) = 0 \end{cases}. \quad (11)$$

Тогда матрица перехода к новому базису принимает следующий вид:

Вестник Донского государственного технического университета. 2020. Т. 20, № 2. С. 155–161. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006
Vestnik of Don State Technical University. 2020. Vol. 20, no. 2, pp. 155–161. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006

$$T_1(j\omega)=\begin{Vmatrix} e^{-j\omega t_0} & e^{j\omega t_0} \\ -1 & e^{2j\omega t_0} \end{Vmatrix}. \qquad (12)$$

Преобразованием выражения (8) найдем спектральные плотности некоррелированных воздействий:

$$S_1(j\omega)=S_h(\omega)\cdot(1+e^{-j\omega t_0})=0.$$

$$S_2(j\omega)=S_h(\omega)\cdot(1+e^{j\omega t_0})=0. \qquad (13)$$

Если допустить, что профиль агрофона в продольном и поперечном сечении определен некоррелированными случайными процессами [8, 9], то можно представить третий элемент диагональной матрицы, как $S_\omega(\omega)$. В этом случае матрица (13) примет вид:

$$S_d(j\omega)=diag\left\| S_h(\omega)\cdot(1+e^{-j\omega t_0});\quad S_h(\omega)\cdot(1+e^{j\omega t_0});\quad S_\psi(\omega) \right\| \qquad (14)$$

Решением матрицы (1), совместно с матрицей (14) и с учетом формул, описывающих некорреляционные воздействия, определялись спектральные плотности колебаний. В итоге получилось выражение:

$$S_z(\omega)=S_h(\omega)\left[\Phi_{11}^2(\omega)+\Phi_{12}^2(\omega)\right]=0. \qquad (15)$$

Результаты исследования. На рис. 1 представлены графики спектральных плотностей вертикальных скоростей передней части молотилки комбайна семейства «Вектор». Очевидно, что динамические параметры машины влияют на спектр колебаний (рис. 1). Узкополосный спектр характерен для условий близкого совпадения частот собственных колебаний мостов комбайна с жаткой (рис. 1). Также на ширину спектра влияет запаздывание воздействий от колес мостов комбайна.

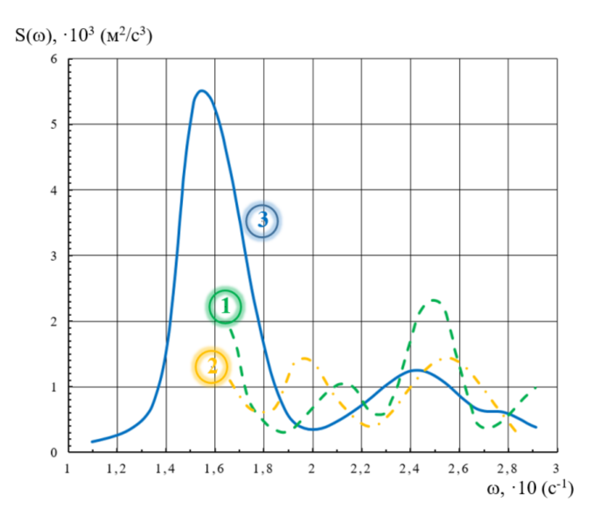


Рис. 1. Спектральные скорости колебаний при решении с использованием:
1 — матрица (1); 2 — матрица (6); 3 — матрица (15)

Результаты расчета интенсивности колебаний с использованием матриц (1), (6), (15) графически представлены на рис. 2, что подтверждает зависимость функциональных связей в машине от характера внешних воздействий.

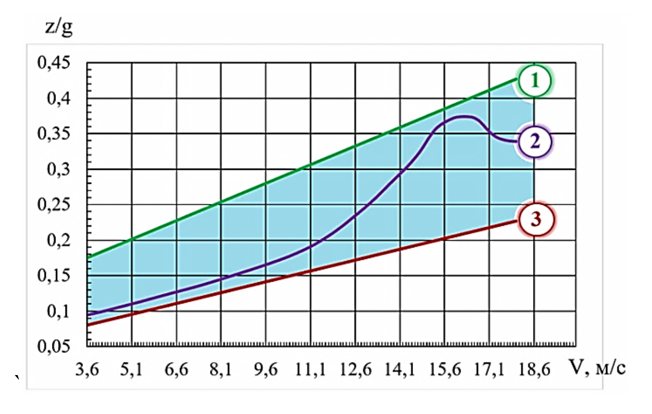


Рис. 2. Графики интенсивности колебаний при движении машины
по микропрофилю с различным характером неровностей:
1 и 2 — вдоль борозды; 3 — поперек борозды поля

Решение систем, представляющих собой некоррелированные внешние воздействия на движущийся машины со слабыми функциональными связями, дают близкие результаты вне зависимости от используемых методов.

Одинаковые результаты при использовании различных методов расчетов получаются только для машин со слабыми функциональными связями, при движении по микропрофилю поля, создающего некоррелированное внешнее воздействие.

Оценка динамических характеристик комбайнов производилось по следующей формуле:

$$W_{ke} = \frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} S_{ke}(\omega) \cdot d\omega , \qquad (16)$$

где ω_1, ω_2 — границы частот спектра.

Интенсивность колебаний для различных условий, определенная с использованием формулы (16), представлена на рис. 3.

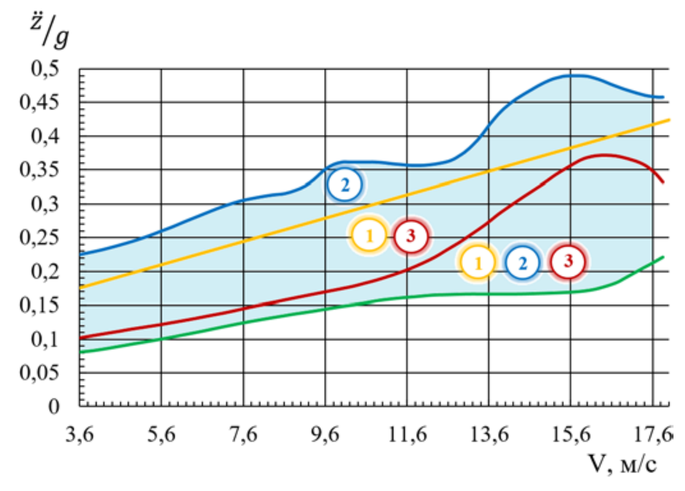


Рис. 3. Результаты инженерной оценки динамики комбайна

На рис. 3 представлены зависимости перегрузок $\ddot{z}/g$ от скорости движения комбайна. Очевидно, что различный спектральный состав неровностей микропрофиля агрофона влияет на интенсивность колебаний узлов машины. Следует отметить наличие резонансных скоростей движения в интервале от 10 до 15 км/ч. Полученные графические зависимости (рис. 2, 3) позволяют оценить разброс нагрузок на агрегаты. Затененная область иллюстрирует их рассеивание и позволяет оценить коэффициенты вариации $V(z)$. В таблице приводятся параметры распределения нагрузок при средних скоростях движения машин [2].

Таблица 1

Динамические параметры нагрузок для мобильных машин АПК

Тип машины	Режим работы	Скорость движения м/с	$z_{ск}/g$
Комбайн «Вектор»	рабочий	0,840	0,332
	транспортный	2,781	0,835
МТА трактор К-700А, тележка 2 ПТС-4	рабочий	3,352	0,474
	транспортный	8,323	0,510
МТА трактор Т-150А, комбайн ККУ	рабочий	1,247	0,364
	транспортный	3,527	0,382
МТА трактор Т-150А, плуг ПР-2,7	Рабочий (пашня)	0,752	0,346

Обсуждение результатов. Анализ результатов расчетов спектральных плотностей колебаний по формулам (1), (6), (15) графически представлен на рис. 2, 3. Из графических зависимостей видно, что спектр воздействий нагрузок и их динамика оказывают влияние на погрешность вычислений.

Расчет динамических многомерных систем и оценка колебаний машин автоматизирован и производится с использованием специализированного программного продукта[1]. Программа применяется для выбора колебательных параметров контуров и агрегатов мобильных сельскохозяйственных машин; расчета плавности хода зерноуборочных комбайнов; для проектирования деталей узлов машин [14]; оценки условий труда механизатора. Перед использованием программного продукта необходимо предварительно выбрать динамическую модель; задаться конструктивными параметрами машины и ее агрегатов; определить массово-геометрические и упруго-диссипативные характеристики системы.

Выводы. Выражения (1), (6), (15) приемлемы для проектировочных расчетов спектральных плотностей воздействий на узлы машины. Использование формулы (6) недопустимо при проектировании машин с режимом движения по неровностям агрофона с низкочастотным спектральным составом и для машин с низкой корреляцией колебаний ходовой и управляемой части.

Библиографический список

1. Жаров, В. П. Динамика механизмов сельскохозяйственных машин при значительном разбросе параметров в процессе производства / В. П. Жаров // Вестник Донского государственного технического университета. — 2011. — Т. 11, №10 (61). — С. 1925–1927.

2. Партко, С. А. Особенности спектров нагрузок на агрегаты мобильных машин АПК в полевых условиях при запаздывании внешних воздействий / С. А. Партко, Л. М. Грошев, А. Н. Сиротенко [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. — 2019. — № 2. — С. 56–60.

3. Антибас, И. Р. Исследование процесса обмолота тангенциально-аксиальным сепарирующим устройством в зависимости от распределения зерновой массы по зонам / И. Р. Антибас, А. Г. Дьяченко, Т. П. Савостина // Научное обозрение. — 2016. — № 23. — С. 87–91.

4. Антибас, И. Р. Влияние параметров молотильно-сепарирующего устройства на обмолот / И. Р. Антибас, Т. П. Савостина, Б. И. Саед // Вестник Донского государственного технического университета. — 2017. — Т. 17, № 2 (89). — С. 108–115.

5. Грошев, Л. М. Влияние продольно- угловых колебаний молотилки зерноуборочного комбайна на плавность хода жатки / Л. М. Грошев, С. А. Партко. А. Н. Сиротенко // Вестник Донского государственного технического университета. — 2017. — Т.17, № 2 (89). — С. 131–135.

6. Жаров, В. П. Динамика и моделирование транспортно-технологических машин для сельского хозяйства / В. П. Жаров // Вестник Донского государственного технического университета. — 2011. — Т.11, №9 (60). — С. 1586–1589.

7. Грошев, Л. М. Сравнение параметров разгона мобильной машины с механическим и гидромеханическим приводом / Л. М. Грошев, С. А. Партко, А. Н. Сиротенко [и др.] // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения : материалы 6-й междунар. науч.-практ. конф., в рамках 16-й междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2013». — Ростов-на-Дону, 2013. — С. 74–76.

8. Partko S.A. Finding stable region of torsional vibrations of agro-industrial rotary cultivators / S.A. Partko, L.M. Groshev, A.N. Sirotenko // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Lecture Notes in Mechanical Engineering. — Springer, 2020. — Vol. I. — P. 839–845.

9. Партко, С. А. Оптимизация колебательных параметров ходовой системы уборочного комбайна / С. А. Партко // Вестник Донского государственного технического университета. — 2008. — Т. 8, №2(37). — С. 141–144.

10. Свешников, А. А. Прикладные методы теории случайных функций / А. А. Свешников. — 3-е изд., стер. Санкт-Петербург : Лань, 2011. — 464с.

11. Лурье, А. В. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А. В. Лурье. — Москва : Колос, 1981. — 382с.

12. Камке, Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке. — Москва : Наука, 1971. — 575 с.

13. Химмельблау, Д. Анализ процессов статистическими методами / Д. Химмельблау. — Москва : Мир, 1973. — 957 с.

[1] Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2012614015 Российская Федерация. Расчет случайных колебаний корпуса зерноуборочного комбайна класса «Дон» / Л. М. Грошев, С. А. Партко, А. Ю. Луконин ; заявитель и правообладатель Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования «Донской государственный технический университет». – № 2012611617; заявл. 07.03.2012 г.; опубл. 28.04.2012 г. —1с.

14. Андросов, А. А. Исследования отказов и надёжности мобильных машин / А. А. Андросов, М. Р. Галаджева, Л. М. Грошев [и др.] // Вестник Донского государственного технического университета. — 2010. — Т. 10, №1(44). — С. 102–105.

Сдана в редакцию 27.03.2020
Запланирована в номер 11.05.2020

Об авторах:

Партко Светлана Анатольевна, доцент кафедры «Основы конструирования машин», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», (344000, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ScopusID 57202051755, ORCID: http://orcid.org/0000-0002-8568-0716, parlana@rambler.ru

Грошев Леонид Матвеевич, профессор кафедры «Теоретическая и прикладная механика», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», (344000, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), доктор технических наук, профессор, ScopusID 57204647515, ORCID: http://orcid.org/0000-0002-9517-610X, groshev_lm@rambler.ru

Сиротенко Андрей Николаевич, доцент кафедры «Основы конструирования машин», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», (344000, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ORCID: http://orcid.org/0000-0001-9956-1032, andsirotenko@yandex.ru

Заявленный вклад соавторов

С. А. Партко — формирование основной концепции, целей и задач исследования, составление математической модели, проведение расчетов, подготовка текста, формулирование выводов; Л. М. Грошев — научное руководство, анализ результатов исследований, корректировка текста, выводов; А. Н. Сиротенко — реализация экспериментальной проверки, обработка результатов, подготовка расчетов, корректировка текста и выводов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.